

膜片联轴器非线性应力仿真与试验研究

宋 铎, 刘欣欣, 宗 浩, 王成雨

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:膜片联轴器具有良好的轴向及角向不对中补偿能力,广泛应用于各类轴系的连接中,其力学性能直接影响轴系运行的安全性和稳定性。基于 ANSYS 有限元仿真软件,考虑接触非线性及大变形效应,建立膜片联轴器非线性应力仿真模型;分析膜片联轴器在单一扭转、轴向、角向以及径向载荷作用下膜片应力大小及应力分布状况;最后进行了静态扭转及拉伸试验验证。结果表明:膜片应力集中在膜片螺栓孔边、膜片束腰处以及膜片与垫片接触表面边缘附近;在过载或交变载荷作用下,最外层膜片最易发生损伤。

关键词:膜片联轴器;有限元;应力分析;试验

中图分类号:TH132 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.08.002

[引用本文格式]宋 铎,刘欣欣,宗 浩,等.膜片联轴器非线性应力仿真与试验研究[J].热能动力工程,2024,39(8):13-21.
SONG Duo, LIU Xinxin, ZONG Hao, et al. Simulation and experimental study on nonlinear stress of diaphragm couplings[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(8):13-21.

Simulation and Experimental Study on Nonlinear Stress of Diaphragm Couplings

SONG Duo, LIU Xinxin, ZONG Hao, WANG Chengyu

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Diaphragm couplings are widely used in various shafting connections due to its good compensation capability in axial and angular misalignment, and their mechanical properties directly affect the safety and stability of shafting operation. Nonlinear stress characteristics simulation model of diaphragm couplings was established based on ANSYS finite element simulation software, considering contact nonlinearity and large deformation effects. The magnitude and distribution of diaphragm stress under single loads in the torsion, axial, angular and radial directions of the diaphragm coupling were analyzed. Finally, static torsion and tensile tests were conducted to verify the accuracy of the simulation model. The results show that the diaphragm stress is concentrated at the edge of the diaphragm bolt hole, the diaphragm waist, and near the edge of the contact surface between the diaphragm and the gasket. The outermost diaphragm is most susceptible to damage under overload or alternating loads.

Key words: diaphragm coupling, finite element, stress analysis, test

引言

膜片联轴器作为大型旋转机械的重要组成部分

分,对传动轴系的稳定安全运行起着重要作用。相较于非金属弹性元件联轴器和刚性联轴器,膜片联轴器具有性能稳定、传递转矩大、使用寿命长以及可

靠性高等优点^[1-2]。由于膜片联轴器可通过金属膜片的变形来补偿传动系统的轴向、角向、径向等不对中误差^[3],被广泛使用在各类船舶汽轮机组、风力发电机组以及航空传动系统等传动系统中^[4]。

国内外学者对膜片联轴器力学特性进行了较为广泛深入的理论研究。Zajac 等人^[5]利用有限元方法预测大尺寸膜片的变形行为,并采用感应式位移传感器和电阻式应变片测定膜片变形程度。Wang 等人^[6]以过盈配合装配的柔性膜片联轴器为研究对象,求解膜片应力分布,分析了其影响因素。文献^[7-9]建立了膜片的计算模型,进行了应力分析,并指出了膜片应力的危险区域。Tian 等人^[10]基于平均荷载假设,建立了考虑非线性接触的多膜片耦合有限元模型。李友萍等人^[11]采用结构分析法推导了膜片联轴器中膜片扭转、径向与轴向强度以及刚度的计算公式,并通过扭转试验验证了计算公式。文献^[12-14]采用有限元分析的方法分析了膜片联轴器的扭转刚度、轴向刚度、径向刚度和角向刚度特性。汝宇林等人^[15]采用 ANSYS 有限元程序分析了扭矩、离心力、轴向不对中以及角向不对中载荷对金属膜片联轴器中圆环式膜片的应力分布的影响。邓广琳等人^[16]建立了膜片有限元模型,分析了膜片层数和套件预紧力对膜片应力分布的影响。申屠留芳等人^[17]利用微积分和经典力学的相关原理得到了六孔膜片在离心力、扭矩、角向偏角载荷和轴向位移载荷作用下的应力计算方法。赵英豪等人^[18]建立六孔束腰型膜片联轴器仿真模型,通过基于小变形假设的仿真,分析了膜片在扭矩、离心力、轴向位移和角向偏角载荷单独作用下的膜片应力特征。

作为膜片联轴器的关键零件,相较于螺栓、法兰等零件,膜片的结构强度较为薄弱。为保证膜片联轴器在高速、重载等场合运行的安全可靠,必须对膜片应力进行分析。当前采用有限元仿真方法对膜片联轴器的膜片应力分析较多,但一般基于线性接触以及小变形假设,存在膜片应力结果偏小、应力集中位置不明确等问题。本文在考虑非线性接触以及几何大变形效应的基础上,对膜片联轴器应力进行仿真分析,并进行了试验验证。

1 膜片联轴器非线性应力仿真建模

1.1 膜片联轴器结构及载荷形式

膜片联轴器主要由膜片组件、螺栓、螺母、衬套、

输入和输出法兰构成,如图 1(a)所示。其中,膜片组件由多层膜片、凸缘衬套以及垫圈组成,其主要结构参数为膜片螺栓孔分布圆直径 D_k 、束腰处膜片最小宽度 W_b 、膜片外径 D_m 、膜片厚度 h 以及膜片片数 Z 。膜片组结构参数如图 1(b)所示。

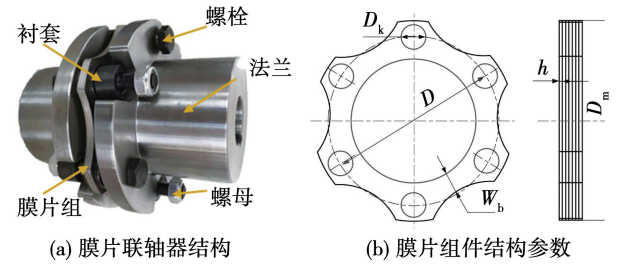


图 1 膜片联轴器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of diaphragm coupling structure

膜片联轴器工作时,动力主要通过主动法兰经过交叉组合螺栓后经过膜片组件,最终传递给从动法兰。实际工作中,输入输出端法兰可能存在一定的轴向、角向或综合不对中安装误差。为研究膜片联轴器在单向不对中误差下的应力分布情况,对膜片联轴器开展应力有限元仿真分析。本文用于仿真的膜片结构参数如表 1 所示,膜片材质为 SUS301,法兰材质为 42CrMo,螺栓材质为 30Ni4CrMoA,螺母材质为 30CrMoA,其余零件材质为 30CrMnSiA。

表 1 膜片组结构参数表

Tab. 1 Diaphragm group structure parameter table

参 数	数 值
膜片外径 D_m /mm	130
分布圆直径 D_k /mm	105
膜片厚度 h /mm	0.45
束腰处膜片最小宽度 W_b /mm	12
螺栓孔数 N	6
膜片片数 Z	13

1.2 膜片联轴器应力仿真模型

基于 ANSYS 软件建立膜片联轴器应力有限元模型。由于螺栓、螺母等零件未与膜片组件直接接触,忽略零件间初始接触间隙。为了提高网格质量,将六角头螺栓、螺母简化为圆柱头进行建模。对膜片联轴器各零件采用六面体单元进行网格划分。为更好地获得膜片各处应力分布,将单膜片进行切分,再采用六面体单元进行网格划分,以便更好地反映

几何大变形和材料的非线性变化,膜片联轴器有限元网格模型如图 2 所示。

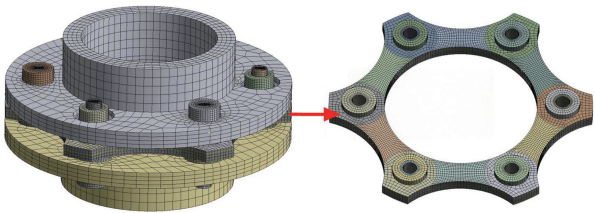


图 2 膜片联轴器有限元网格模型

Fig. 2 Finite element mesh model of diaphragm coupling

膜片联轴器各零件接触类型及接触参数类型设置如图 3 所示。由于预紧力作用,螺母与衬套表面相对位置保持不变;螺母与螺栓建模不考虑螺纹影响,且不发生相互滑移;垫片与凸缘衬套实际装配关系为过盈配合,将上述接触表面间的接触关系设为绑定接触。联轴器存在较多的圆柱面接触,为考虑真实情况下的孔边接触变形,将圆柱面接触设置为非线性接触,接触类型设置为有摩擦或无摩擦接触。膜片接触表面覆盖低摩擦系数的涂层,用来减少摩擦力,减少磨损。膜片与膜片间摩擦系数为 0.12,其他接触表面取摩擦系数为 0.15。

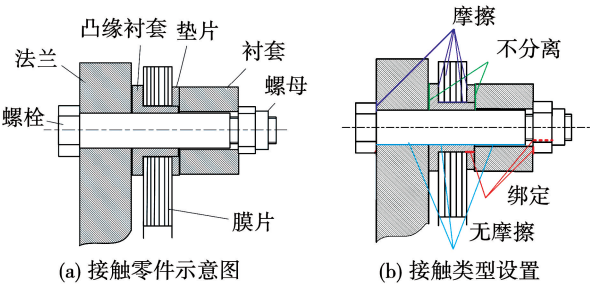


图 3 膜片联轴器接触设置

Fig. 3 Diaphragm coupling contact settings

单一载荷作用下膜片联轴器应力仿真计算的边界约束及载荷施加设置如图 4 所示。从动端法兰的内孔表面上采用固定约束,设置两个载荷步进行载荷施加。在 6 个螺栓的轴线上,第一步施加螺栓预紧力,第二步设置 Lock 锁定。在主动端法兰的内孔表面定义远程点,第一步将 6 个自由度固定,第二步施加位移或载荷。扭矩作用时,在远程点上施加扭矩;轴向位移作用时,在远程点上施加轴向位移;角向位移作用时,在远程点上施加角向位移;径向位移作用时,在远程点上施加径向位移。

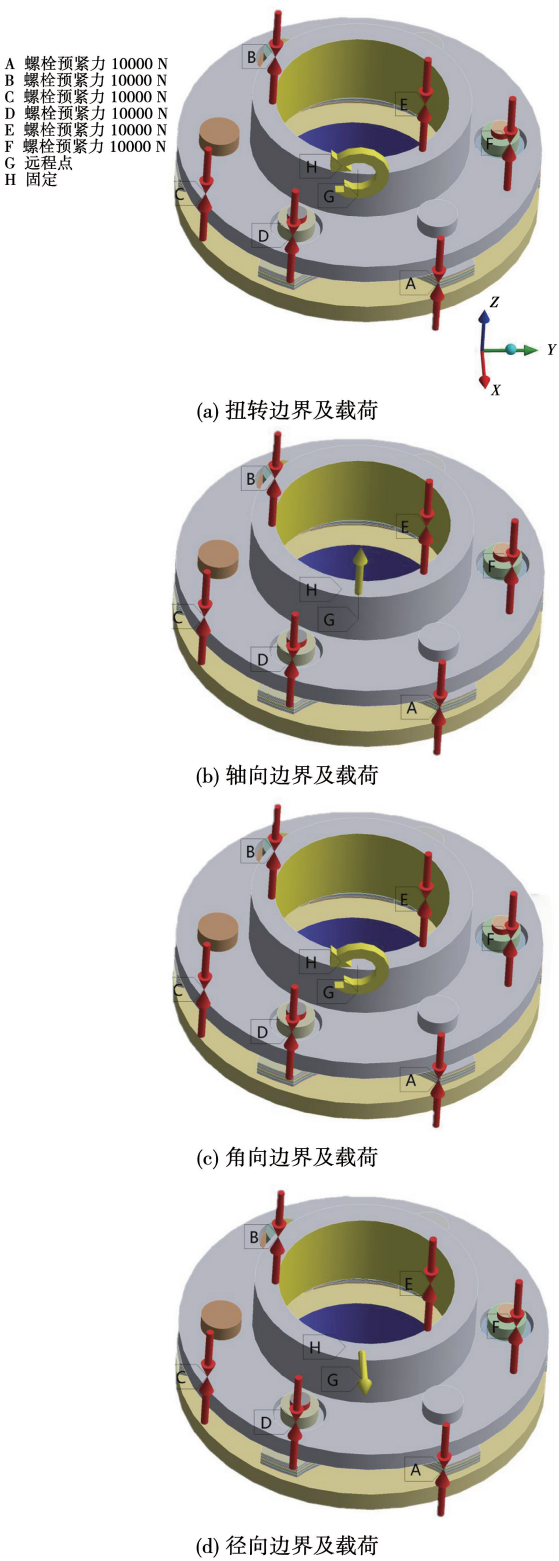


图 4 单一载荷作用下膜片联轴器应力仿真边界约束及载荷设置

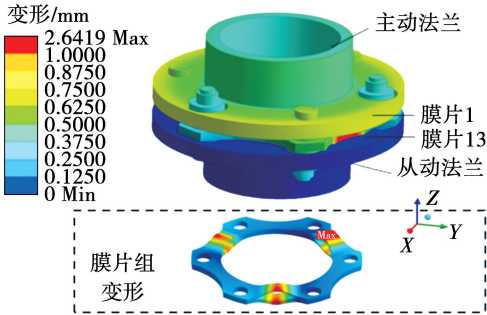
Fig. 4 Boundary constraints and load settings for diaphragm coupling stress simulation under a single load

2 各向载荷下膜片应力仿真结果分析

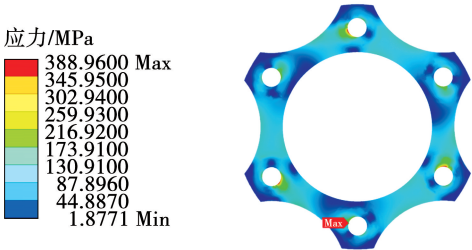
2.1 扭矩载荷下的膜片应力

主动端法兰施加 3 000 和 1 500 N·m 主动扭矩,从动端法兰内孔面施加固定约束,得到膜片联轴器扭转变形云图、不同扭矩下膜片应力云图和各层膜片最大等效应力变化,如图 5 所示。

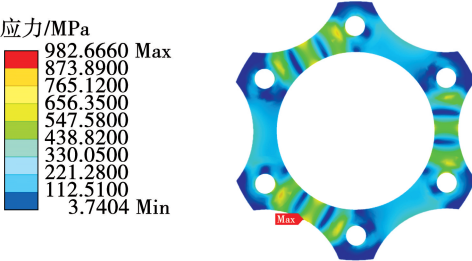
由图 5(a)可知,在扭矩载荷作用下膜片联轴器结构发生变形,膜片受到较大扭矩作用时,受压段膜片极易发生屈曲变形,可能出现受压段膜片屈曲分层现象,膜片两侧呈对称分离。由图 5(b)、5(c)可知,膜片承受的扭矩较小时,膜片最大等效应力集中在膜片螺栓孔边,而承受扭矩较大时,膜片最大等效应力集中在膜片束腰处,且靠近外侧。由图 5(d)可知,膜片主要承受切向拉压应力作用。由如图 5(e)可知,各层膜片最大等效应力随膜片层数呈对称分布,外层膜片受到的最大等效应力较大。总体上看,膜片联轴器承受扭矩作用时,膜片应力主要集中在膜片螺栓孔边及束腰处,因此,此处易先发生结构损坏。



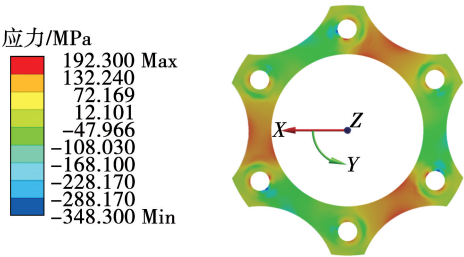
(a) 扭转载荷云图



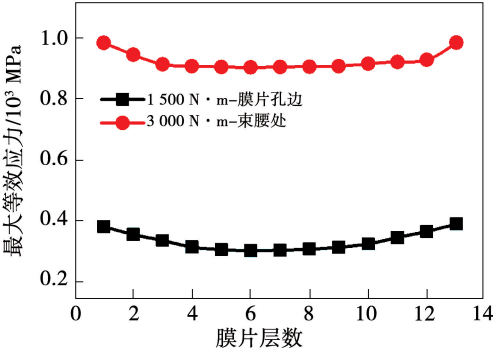
(b) 扭矩1 500 N·m时轴向等效应力云图



(c) 扭矩3 000 N·m时轴向等效应力云图



(d) 扭矩1 500 N·m时切向应力云图



(e) 各层膜片最大等效应力变化

图 5 单一扭矩载荷下膜片应力大小及各层膜片最大等效应力变化

Fig. 5 Magnitudes of diaphragm stress and maximum equivalent stress change of each layer diaphragm under a single torque load

2.2 轴向不对中载荷下的膜片应力

主动端法兰施加最大轴向位移 2 mm,位移增量为 1 mm,从动端法兰内孔面施加固定约束,得到 2 mm 轴向位移下膜片联轴器轴向变形云图和应力云图以及不同轴向位移下各层膜片最大等效应力变化,如图 6 所示。

由图 6(a)可知,在轴向载荷作用下膜片联轴器结构发生变形并呈现完全轴对称形式,膜片组件各层膜片贴合紧密,无分层现象。由图 6(b)可知,膜片联轴器受到轴向不对中位移载荷作用时,膜片应力主要分布在靠近膜片螺栓孔附近。最大等效应力分布在膜片与垫片、凸缘衬套等零件的接触表面的边缘处,应力变化梯度大。由图 6(c)可知,膜片主要受切向拉压应力作用。由图 6(d)可知,各层膜片最大等效应力随膜片层数呈对称分布,靠近外层膜片应力较大。总体上看,膜片联轴器承受轴向不对中位移载荷作用时,膜片应力主要集中在膜片与垫片接触边缘处,此处易先发生损坏。

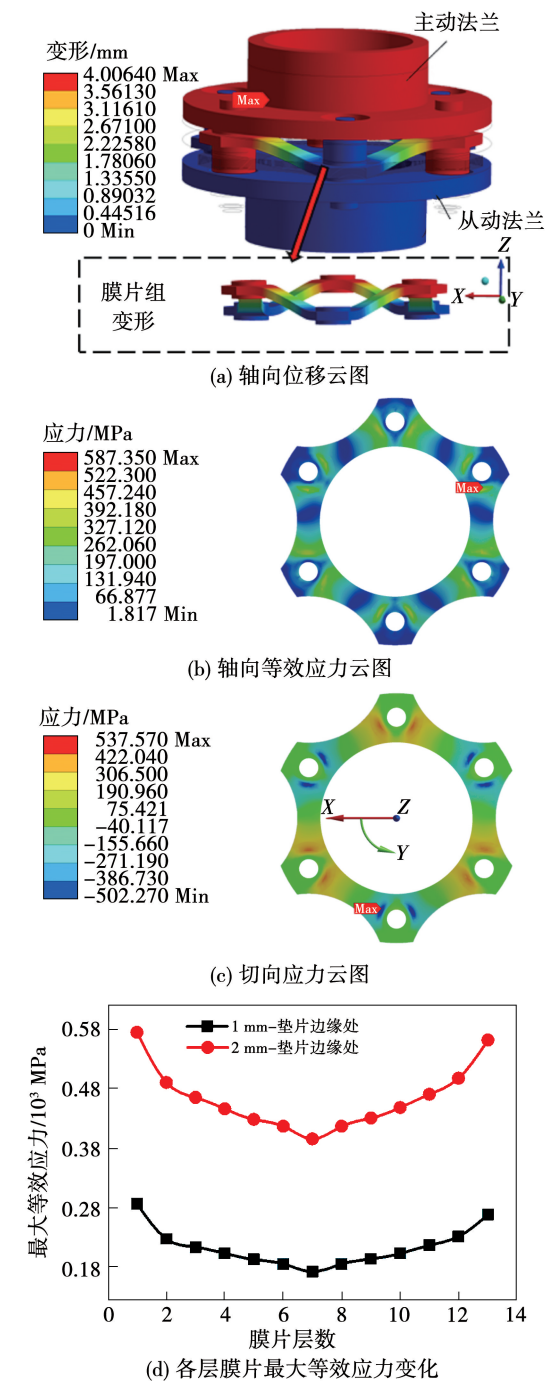


图 6 单一轴向位移载荷下膜片应力大小及各层膜片最大等效应力变化

Fig. 6 Magnitudes of diaphragm stress and maximum equivalent stress change of each layer diaphragm under a single axial displacement load

2.3 角向不对中载荷下的膜片应力

主动端法兰施加最大绕 x 轴正向 0.5° 的转动角度,从动端法兰内孔面施加固定约束。得到单一角向偏转载荷下膜片联轴器角向变形云图和应力云图及 0.3° 和 0.5° 角向偏角下各层膜片最大等效应力变化,如图 7 所示。

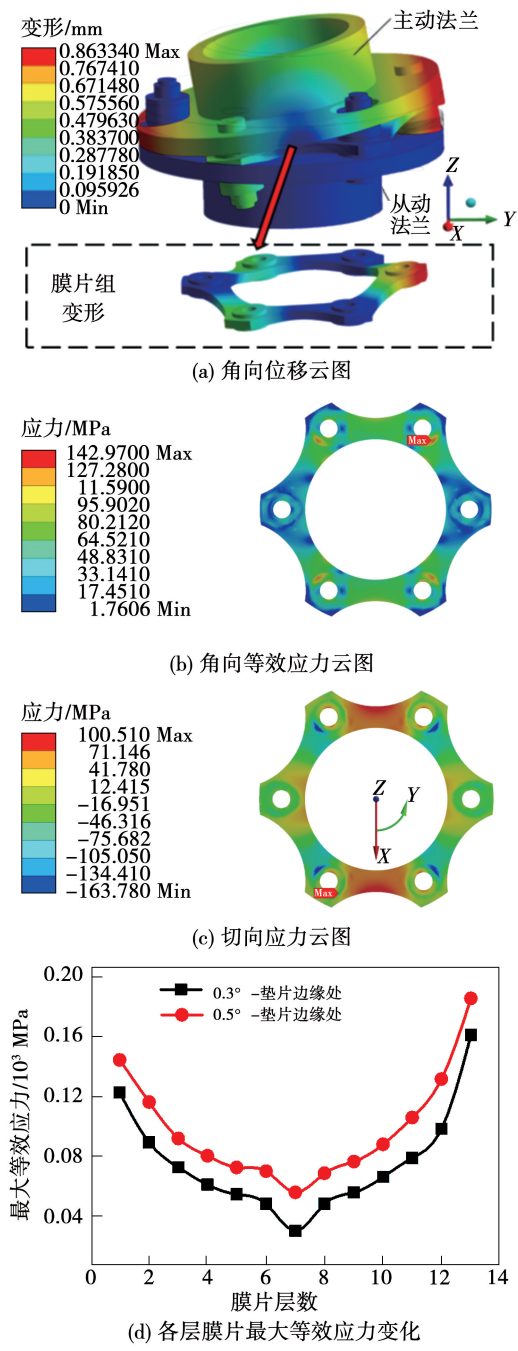


图 7 单一角向偏转载荷下膜片应力大小及各层膜片最大等效应力变化

Fig. 7 Magnitudes of diaphragm stress and maximum equivalent stress change of each layer diaphragm under a single angular deflection load

由图 7(a)可知,角向载荷作用下膜片联轴器结构发生变形,主动法兰绕全局坐标 x 轴偏转一定角度,膜片组件与主动法兰连接的螺栓孔一侧受拉,另一侧受压。由图 7(b)可知,联轴器绕 x 轴角向偏转时,膜片最大等效应力主要集中在凸缘衬套、垫片与

膜片接触表面边缘以及膜片螺栓孔边。由图 7(c)可知,角向偏角载荷作用下,膜片应力也以切向拉压应力为主。由图 7(d)可知,不同角向偏角载荷作用下,各层膜片最大等效应力大致呈对称分布,靠近从动端外层膜片应力较大。总体上看,膜片联轴器承受角向不对中偏角载荷作用时,膜片应力集中在凸缘衬套、垫片与膜片接触表面边缘,在旋转过程中受交变载荷作用,此处易先发生损坏。

2.4 径向不对中载荷下的膜片应力

主动端法兰施加沿 y 轴正向位移 0.3 mm,从动端法兰内孔面施加固定约束,得到 0.3 mm 径向位移下膜片联轴器变形云图和应力云图及 0.12 和 0.3 mm 径向位移下各层膜片最大等效应力变化,如图 8 所示。

由图 8(a)可知,在径向载荷作用下膜片联轴器结构发生变形,膜片联轴器受到 y 轴正向不对中位移载荷作用时,受压段膜片发生失稳后屈曲变形。由图 8(b)可知,膜片发生屈曲失稳后,膜片联轴器各层膜片最大等效应力分布在失稳膜片段束腰处。同时,由于膜片屈曲变形,凸缘衬套以及垫片边缘与外层失稳膜片段发生挤压,导致膜片与垫片接触位置也出现较大应力。由图 8(c)可知,受径向载荷作用,膜片应力组成也以切向拉压应力为主。由图 8(d)可知,各层最大等效应力分布随膜片层数大体呈对称分步。总体上看,膜片联轴器承受径向不对中位移载荷作用时,载荷较小,膜片应力集中在外层膜片螺栓孔边,受长期交变载荷作用,螺栓孔边易先发生损坏;而径向载荷较大时,膜片应力集中在外层膜片束腰处,受长期交变载荷作用,外层膜片束腰处易先发生损坏。

3 膜片应力分布测量试验

3.1 膜片应力测量方案

基于膜片应力仿真结果,非过载扭矩下(膜片未发生屈曲),膜片较大应力一般出现在螺栓孔附近。由于螺栓孔位置结构的特殊性,无法粘贴应变片,受压段膜片可能发生屈曲变形,导致应力数值不稳定,因此,在受拉段膜片处粘贴电阻应变片,测量膜片应力,膜片电阻应变片粘贴示意如图 9 所示。

在受拉段膜片靠近螺栓孔附近布置应变片 1 和 3,在膜片束腰中心处布置应变片 2,用以测量膜片周向应力。应力测量电路采用半桥电路,考虑温度补偿。

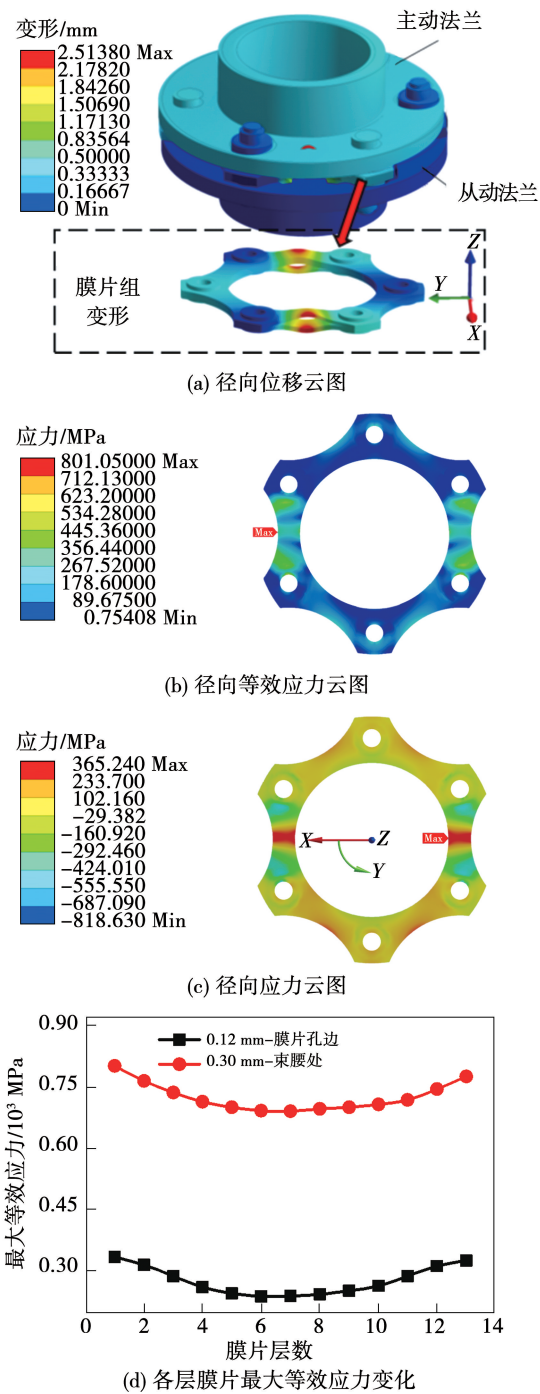


图 8 单一径向位移载荷下膜片应力大小及应力分布

Fig.8 Magnitudes and distributions of diaphragm stress under a single radial displacement load

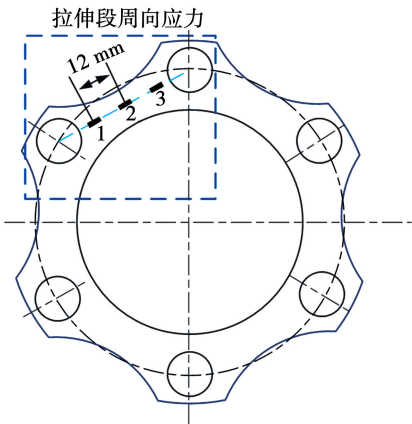


图 9 膜片电阻应变片粘贴示意图

Fig.9 Schematic diagram of sticking strain gauge of diaphragm resistance

3.2 试验样件与设备

为验证膜片应力仿真计算结果的准确性,在疲劳扭转试验机和动静万能试验机上分别对膜片联轴器进行静态扭转和静态拉伸试验,试验设备如图 10 所示。使用东华 DH5916 动态信号测量仪实时监测膜片组件应变片的应力变化。

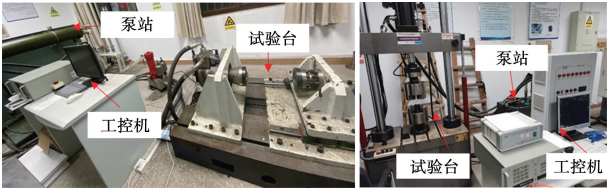


图 10 扭转疲劳试验机(左)和动静万能试验机(右)
Fig. 10 Fatigue torsion testing machine (left) and dynamic-static universal testing machine (right)

膜片联轴器试验件由扭转法兰、膜片组件以及紧固件组成,如图 11 所示。膜片组试验件通过法兰夹具连接到试验设备上,其结构和材质与仿真模型结构和材质一致。

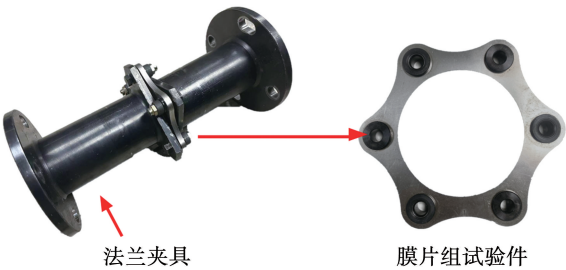
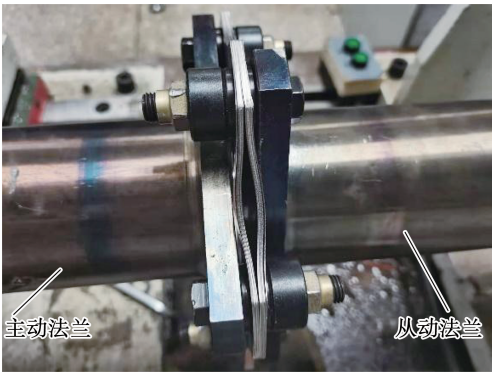


图 11 膜片联轴器试验样件
Fig. 11 Test samples of diaphragm coupling

3.3 静态扭转试验

静态扭转试验下膜片联轴器变形以及在不同扭矩下膜片测点的试验与仿真应力结果,如图 12 所示。不计初始安装误差产生的应力。



(a) 静态扭转试验下膜片弯曲变形

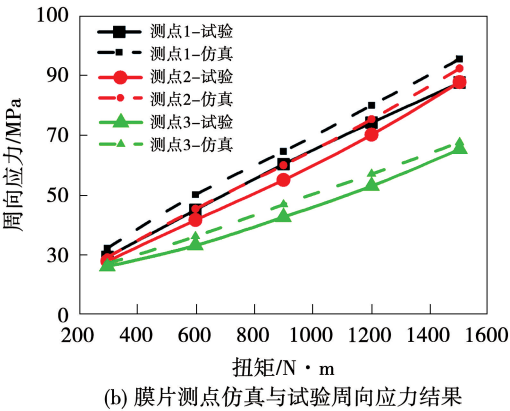


图 12 静态扭转试验下膜片联轴器变形以及在不同扭矩下膜片各测点试验与仿真周向应力结果
Fig. 12 Deformations of diaphragm coupling during static torsion test and experimental and simulated circumferential stress values at various measuring points of the diaphragm under different torques

由图 9 和图 12 可知,联轴器受单一扭矩载荷作用时,扭矩逐步增大,受压段膜片发生屈曲失稳,出现膜片分层现象,膜片组件两侧大致呈对称分离。在扭矩载荷由 0 ~ 1 500 N·m 施加过程中,膜片应力分布趋势为随着扭矩的增大,周向应力增大,试验结果与仿真结果一致,拉伸段膜片束腰测点 2 处以及靠近主动法兰边缘测点 1 处受到的周向应力较大,而靠近从动法兰边缘测点 3 处应力较小。从数值上分析,仿真与试验数据相对误差为 5% ~ 15%。试验测量应力为应变片面积内的平均应力,而不同位置仿真应力变化梯度较大,且较为理想,所以试验测

量应力小于仿真应力。总体上看,试验曲线与仿真曲线基本吻合,膜片联轴器的扭转应力仿真结果基本准确,建立的仿真模型较为合理。

3.4 静态拉伸试验

静态轴向拉伸试验下膜片联轴器变形以及在不同轴向位移下膜片测点的试验与仿真应力结果,如图 13 所示。不计初始安装误差产生的应力。

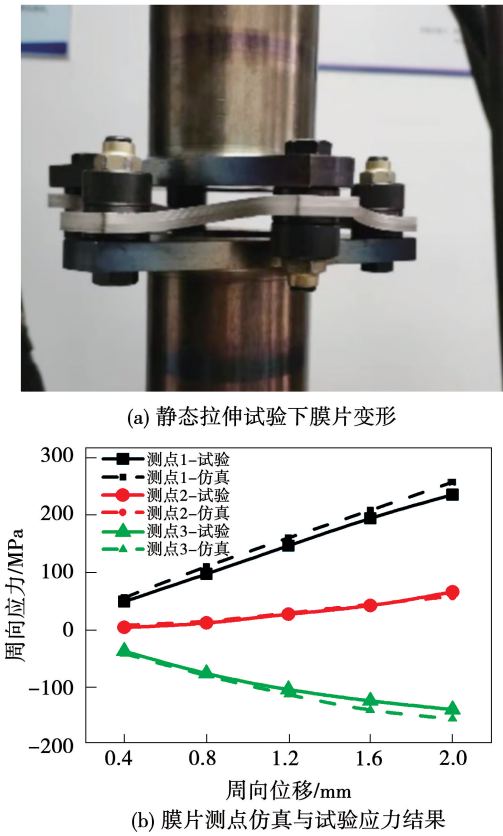


图 13 静态轴向拉伸试验下膜片联轴器变形以及在不同轴向位移下膜片各测点试验与仿真应力结果

Fig. 13 Deformations of diaphragm coupling during static axial tension test and experimental and simulated stress values at various measuring points of the diaphragm under different axial displacements

由图 13 可知,膜片受轴向单一载荷作用时,膜片应力主要集中在膜片螺栓孔附近,且该处应力随轴向位移载荷变化明显,而膜片束腰处所受应力较小。轴向载荷作用下膜片应力仿真结果分布同试验结果一致。数值上分析,仿真与试验数据相对误差小于 10%,膜片联轴器的轴向应力仿真结果基本准确。

4 结 论

- (1) 膜片联轴器在仅受扭矩以及径向不对中载荷作用时,受压段膜片会发生屈曲变形,主要表现为膜片组件出现对称分层。
- (2) 膜片联轴器在传递扭矩较小和不对中误差较小时,膜片应力主要集中在膜片螺栓孔边缘;扭矩增大、不对中误差增大,膜片应力会向膜片束腰处集中,同时,膜片与垫片接触表面边缘也会出现较大应力集中现象。
- (3) 在扭矩、轴向、角向以及径向载荷作用下,膜片各层最大等效应力分布随膜片层数呈对称分布,外层膜片受到的应力较大,在过载或交变载荷作用下该处易先发生损坏。

参考文献:

[1] 刘加春. 新型膜片联轴器应用研究[J]. 日用电器,2015(9): 40-48.
LIU Jiachun. Application research on the new type disc coupling [J]. Electrical Appliances,2015(9): 40-48.

[2] 侯宇宙,史建玲. 一种新型结构膜片联轴器的应用[J]. 通用机械,2005(5): 50-51.
HOU Yuzhou, SHI Jianling. Application of a new disc flexibility coupling[J]. General Machinery,2005(5): 50-51.

[3] 徐 阳,赵金阳,陈永祥,等. 国产膜片联轴器的技术及应用进展[J]. 流体机械,2010,38(11): 30-35.
XU Yang, ZHAO Jinyang, CHEN Yongxiang, et al. Domestic diaphragm coupling's techniques and application evolvement [J]. Fluid Machinery,2010,38(11): 30-35.

[4] ROTHFUSS N B. Design and application of flexible diaphragm couplings to industrial-marine gas turbines[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, NY: American Society of Mechanical Engineers, 1973.

[5] ZAJAC T, PRZYSTUPA F W, SIPA J. Deformation of the great coupling diaphragms [J]. Transport Problems, 2007, 2(3): 101-108.

[6] WANG G, CHEN H, QI S, et al. Study on compensatory magnitude of axial misalignment for flexible couplings assembled by interference fit[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2011.

[7] 华 军,许庆余,张亚红. 膜片联轴器膜片应力计算及疲劳寿命分析[J]. 机械科学与技术,2000,19(2): 203-206.
HUA Jun, XU Qingyu, ZHANG Yahong. Stress calculation and fatigue life analysis of membrane in laminated membrane coupling [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineer-

ing,2000,19(2):203-206.

[8] DANIEL D. Computer aided design of elastic coupling with metallic membranes using solid modeling[J]. Journal of Industrial Design and Engineering Graphics,2008,3(1):21-24.

[9] 王开奇,孙长江,徐 鹏. 膜片联轴器膜片结构强度分析研究[J]. 江苏船舶,2011,28(2):12-15,17.
WANG Kaiqi,SUN Changjiang,XU Peng. Research on the strength analysis of diaphragm coupling diaphragm structure[J]. Jiangsu Ship,2011,28(2):12-15,17.

[10] TIAN Z K,YIN C,YANG F H. Strength safety coefficient and fatigue life analysis of coupling diaphragm based on FE-simulation[C]//Applied Mechanics and Materials,Switzerland:Trans Tech Publications Ltd,2014.

[11] 李友萍,张仲毅,陈晓岑. 新型膜片联轴器中膜片应力与刚度的计算[J]. 武汉汽车工业大学学报,1996,18(2):11-15.
LI Youping,ZHANG Zhongyi,CHEN Xiaocen. Calculation of stresses and rigidity for new type elastic diaphragm coupling[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 1996, 18 (2): 11-15.

[12] DAEJONG K,SUNG L A,SEOG C B. Evaluation of foil bearing performance and nonlinear rotordynamics of 120 kW oil-free gas turbine generator[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2014,136(3):2504-2512.

[13] ZHAO B,ZHAO Y,PENG J M,et al. Numerical and experimental investigation of the torsional stiffness of flexible disc couplings[J]. International Journal of Mechanical Sciences,2016,114:207-216.

[14] LI M M,ZHAO Y H,ZHU R P,et al. Study of the stiffness characteristics of waist type laminated membrane coupling considering flange elasticity[J]. Applied Sciences,2020,10(20):7151-7168.

[15] 汝宇林,周新光,张浩民,等. 金属膜片联轴器圆环式膜片的应力分析[J]. 兰州大学学报,2005,41(2):99-103.
RU Yulin,ZHOU Xinguang,ZHANG Haomin,et al. Stress analysis of circular membrane in the laminated membrane coupling[J]. Journal of Lanzhou University,2005,41(2):99-103.

[16] 邓广琳,赵蕴斌,宋 铎,等. 接触状态对膜片组件强度及刚度的影响[J]. 舰船科学技术,2010,32(8):157-161.
DENG Guanglin,ZHAO Yunbin,SONG Duo,et al. Contact state of the laminated membrane subassemblies of strength and rigidity impact analysis[J]. Ship Science and Technology,2010,32(8):157-161.

[17] 申屠留芳,孙成龙,巩尊国. 六孔关节轴承式叠片联轴器的应力分析[J]. 机械强度,2014,36(2):305-309.
SHEN Tuliufang,SUN Chenglong,GONG Zunguo. Stress analysis of six-hole joint bearing flexible laminated coupling[J]. Journal of Mechanical Strength,2014,36(2):305-309.

[18] 赵英豪,曹安港,朱如鹏,等. 不同载荷下六孔束腰型叠片联轴器有限元应力仿真研究[J]. 机械传动,2021,45(2):48-54.
ZHAO Yinghao,CAO Angang,ZHU Rupeng,et al. Finite element stress simulation of six-hole tight-waist laminated coupling under different load[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(2):48-54.

(王治红 编辑)

(上接第 12 页)

[73] PANARAS G,MATHIOULAKIS E,BELESSIOTIS V. A method for the dynamic testing and evaluation of the performance of combined solar thermal heat pump hot water systems[J]. Applied Energy,2014,114:124-134.

[74] BAKIRCI K,YUKSEL B. Experimental thermal performance of a solar source heat pump system for residential heating in cold climate region[J]. Applied Thermal Engineering,2011,31(8/9):1508-1518.

[75] LIANG R,WANG C,WANG P,et al. Performance modeling and analysis of a PVT-HP system with the roll-bond plate as the evaporator during winter conditions[J]. Applied Thermal Engineering,2023,224:120102.

[76] TZIVANIDIS C,BELLOS E,MITSOPOULOS G,et al. Energetic and financial evaluation of a solar assisted heat pump heating system with other usual heating systems in Athens[J]. Applied Thermal Engineering,2016,106:87-97.

[77] LU J,TANG Y,LI Z,et al. Solar heat pump configurations for water heating system in China[J]. Applied Thermal Engineering, 2021,187:116570.

[78] 蒲学胜,黄跃武. 非直膨式太阳能热泵热水系统运行能耗优化研究[J]. 建筑热能通风空调,2016,35(4):19-23.
PU Xuesheng,HUANG Yuewu. Optimization of indirect-expansion solar-assisted heat pump domestic water system energy consumption based on genetic algorithms[J]. Building Energy and Environment,2016,35(4):19-23.

[79] 张 梦,郝学军,佟 峥. 太阳能光伏光热空气源热泵供暖系统优化模拟[J]. 煤气与热力,2022,42(9):17-21.
ZHANG Meng,HAO Xuejun,TONG Zheng. Optimization simulation of solar photovoltaic photothermal air-source heat pump energy supply system[J]. Gas and Heat,2022,42(9):17-21.

[80] XIA L,MA Z,KOKOGIANNAKIS G,et al. A model-based design optimization strategy for ground source heat pump systems with integrated photovoltaic thermal collectors[J]. Applied Energy, 2018,214:178-190.

(王治红 编辑)